

(11)特許出願公開番号

特開2001-151132

(P2001-151132A)

(43)公開日 平成13年6月5日(2001.6.5)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

FI

テマコート* (参考)

B 6 2 D 5/22

B 6 2 D 5/22

3 D 0 3 3

5/04

5/04

31030

F 1 6 H 55/26

F 1 6 H 55/26

審査請求 未請求 請求項の数 3 O.L (全 19 頁)

(21)出願番号

特願平11-336837

(22) 出願日

平成11年11月26日(1999. 11. 26)

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 清水 康夫

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

(72) 発明者 大山 泰晴

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(74)代理人 100067356

井理士 下田 容一郎

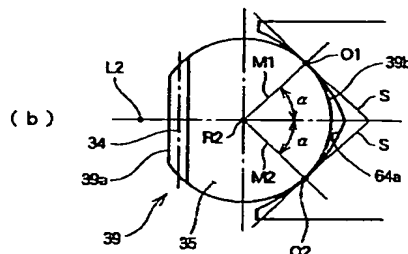
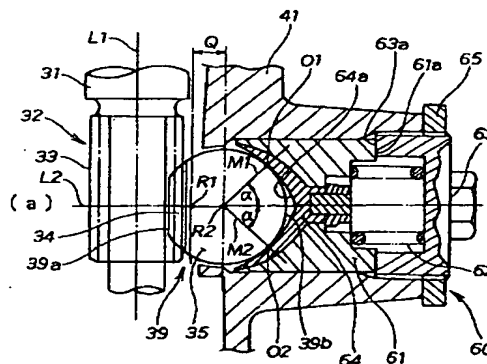
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電動パワーステアリング装置

(57) 【要約】

【課題】 電動パワーステアリング装置のラックアンド
ピニオン機構において、ピニオンとラックの噛み合い精
度を常に高い状態で維持すること。

【解決手段】 電動パワーステアリング装置は、電動機で操舵トルクに応じた補助トルクを発生し、この補助トルクを歯車式減速機構を介してラックアンドピニオン機構 3 2 に伝達し、このラックアンドピニオン機構 3 2 によって操舵輪を操舵するようにしたものである。ラックアンドピニオン機構 3 2 のピニオン 3 3 並びにラック 3 4 の歯形を円弧歯形とした。ラック 3 4 を形成したラック軸 3 5 を、ハウジング 4 1 に軸長手方向へスライド可能に且つ揺動不能に収容した。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 電動機で操舵トルクに応じた補助トルクを発生し、この補助トルクを歯車式減速機構を介してラックアンドピニオン機構に伝達し、このラックアンドピニオン機構によって操舵輪を操舵するようにした電動パワーステアリング装置において、

前記ラックアンドピニオン機構のピニオン並びにラックの歯型は、少なくとも一方の歯車の歯末の面を、基準ピッチ線上をほぼ中心とする円弧面に形成し、少なくとも他方の歯車の歯元の面を、基準ピッチ線上をほぼ中心とする円弧面に形成した、円弧歯形であり、

前記ラックを形成したラック軸は、ハウジングに軸長手方向へスライド可能に且つ揺動不能に収容した軸であることを特徴とする電動パワーステアリング装置。

【請求項2】 前記ラック軸のうち前記ラックを形成した面の背面を凸面とし、この凸面をラックガイドの凹状先端にてラック側へ押出すように構成し、凹状先端に凸面が当たる部位を当接点とし、ラック軸に揺動力が生じたとき、凹状先端にてラック軸の凸面部分の揺動を規制するように、前記ハウジングにて支承されるラック軸の中心に対する前記当接点の位置を設定することで、前記ハウジングに前記ラック軸を揺動不能に収容するように構成したことを特徴とする請求項1記載の電動パワーステアリング装置。

【請求項3】 前記ラックガイドは、前記凹状先端を有するガイド部を、圧縮ばねを介して調整ボルトにて前記ラック軸側へ押すように構成したものであり、前記ピニオンに前記ラックを噛み合わせた状態で、ガイド部のうち凹状先端を形成した面の背面を、調整ボルトで直接押すように構成したことを特徴とする請求項2記載の電動パワーステアリング装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は電動パワーステアリング装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、ステアリングハンドルの操舵力を軽減して快適な操舵感を与えるために、電動パワーステアリング装置が多用されてきた。この種の電動パワーステアリング装置は、電動機で操舵トルクに応じた補助トルクを発生し、この補助トルクをステアリング系のラックアンドピニオン機構に伝達するものであって、例えば特開平9-193815号「電動パワーステアリング装置」（以下、「従来の技術」と言う。）が知られている。

【0003】上記従来の技術は、同公報の図4に示される通り、モータ11（番号は公報に記載されたものを引用した。以下同じ。）で操舵トルクに応じた補助トルクを発生し、この補助トルクを小傘歯車7bと大傘歯車7aを介して、ピニオン2aとラック軸5の組合せからな

るラックアンドピニオン機構に伝達し、このラックアンドピニオン機構によって操舵輪を操舵するというものである。ピニオン2aとラックの歯形は、一般にインボリュート歯形である。

【0004】ところで、自動車のステアリング装置は、一般に操舵輪の最大操舵角を制限するためのストッパ機構を備えている。具体的には、ストッパ機構は、ラック軸5をスライド可能に収容したハウジング4の長手方向両端部にラックエンドストッパ（図示せず）を取付け、また、ラック軸5の両端部にボールジョイント（図示せず）を取付けたものである。ラック軸5が所定量だけスライドすると、ボールジョイントがラックエンドストッパに当る。このようにラック軸5の移動量を規制することで、操舵輪の最大操舵角を制限することができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】通常の操作時において、ピニオン2aには、運転者の操舵トルクにモータ11の補助トルクを加えた複合トルクが作用する。一方、ラック軸5は所定量だけスライドしたときに、ストッパ機構によって移動が規制される。ラック軸5が停止するのに伴って、モータ11が急停止し、ピニオン2aには、減速比の2乗に比例したモータ11の慣性によるトルクが入力され、通常の操作時に比べて大きな複合トルクが作用する。従って、ラックアンドピニオン機構は、モータ11の慣性による過大なトルクが入力されても十分な強度を有することが望まれる。強度を高めるには、歯のモジュールを大きくしたり、歯幅を広げたりすることにより、応力を低減させることが考えられる。しかし、ラックアンドピニオン機構が大型で大重量になる。

【0006】そこで、ラックアンドピニオン機構におけるピニオン2aとラックの歯形を円弧歯形にすることが考えられる。円弧歯形にすれば、インボリュート歯形よりも強度を高めることができる。ピニオン2aとラックの歯型を円弧歯形にするには、これらのピニオン2aとラックをほぼ歯車にすることになる。このため、ピニオン2aが回転したときに、ほぼ歯車の分力がラックに作用する。ピニオン2aの回転により、ラックがラック軸5を中心に揺動しながらスライドする。この結果、ピニオン2aとラックとの噛み合い状態が悪くなり、円弧歯形の利点を生かせず、強度を十分に高めることができない。

【0007】そこで本発明の目的は、ピニオンとラックの噛み合い状態を良好に保つことで、電動機の慣性に対して十分な強度をもつラックアンドピニオン機構を有する電動パワーステアリング装置を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために請求項1は、電動機で操舵トルクに応じた補助トルクを発生し、この補助トルクを歯車式減速機構を介してラックアンドピニオン機構に伝達し、このラックアンドピ

ニオン機構によって操舵輪を操舵するようにした電動パワーステアリング装置において、ラックアンドピニオン機構のピニオン並びにラックの歯形を、少なくとも一方の歯車の歯末の面が、基準ピッチ線上をほぼ中心とする円弧面であり、少なくとも他方の歯車の歯元の面が、基準ピッチ線上をほぼ中心とする円弧面である、円弧歯形とし、ラックを形成したラック軸を、ハウジングに軸長手方向へスライド可能に且つ揺動不能に収容したことを特徴とする。

【0009】操舵輪を左又は右へ最大操舵角まで操舵して、ラック軸がラックエンドストップに衝突したとき、すなわち、ラック軸が移動終端まで移動したとき、ラックは即時に停止する。これに伴い、電動機が急停止するので、ピニオンを取付けた軸には減速比の2乗に比例した電動機の慣性による大トルクが入力される。これに対して、ピニオン並びにラックの歯型が円弧歯形であるから、インボリュート歯形よりも表面疲れ強さ、曲げ強さ、曲げ疲れ強さが大きい。補助トルクが通常の操作時より大きい場合であっても、十分に伝達することができる。さらには、ピニオンとラックの歯型を円弧歯形にするには、これらのピニオンとラックをはずば歯車にすることになる。これに対して、ラック軸を揺動不能にした。ピニオンとラックがはずば歯車で構成されていることにより発生する、ラック軸の揺動力を抑えることができる。ラック軸が揺動しないので、ピニオンとラックは常に高い噛み合い精度を維持する。

【0010】請求項2は、ラック軸のうちラックを形成した面の背面を凸面とし、この凸面をラックガイドの凹状先端にてラック側へ押出すように構成し、凹状先端に凸面が当たる部位を当接点とし、ラック軸に揺動力が生じたとき、凹状先端にてラック軸の凸面部分の揺動を規制するように、ハウジングにて支承されるラック軸の中心に対する当接点の位置を設定することで、ハウジングにラック軸を揺動不能に収容するように構成したことを特徴とする。

【0011】ラック軸に揺動力が生じたとき、ラックガイドの凹状先端にてラック軸の凸面部分の揺動を規制する。この結果、ラック軸は揺動しない。

【0012】請求項3は、ラックガイドが、凹状先端を有するガイド部を、圧縮ばねを介して調整ボルトにてラック軸側へ押すように構成したものであり、ピニオンにラックを噛み合わせた状態で、ガイド部のうち凹状先端を形成した面の背面を、調整ボルトで直接押すように構成したことを特徴とする。

【0013】操舵中にピニオンからラックへトルクを伝達するとき、ラック軸には軸長手方向の力と軸直角方向の力が作用する。軸直角方向の力はラックが後退してピニオンから離れる方向の力である。ガイド部の背面を調整ボルトで直接押しているため、軸直角方向の力によってラックが後退することはない。従って、ピニオンとラ

ックは常に高い噛み合い精度を維持する。さらには、円弧歯形であるから噛み合いの接触面積が大きい。噛み合いの面圧が下がるので歯面の揺動は滑らかである。

【0014】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を添付図面に基いて以下に説明する。なお、図面は符号の向きに見るものとする。図1は本発明に係る電動パワーステアリング装置の模式図(その1)である。電動パワーステアリング装置10は、車両のステアリングハンドル11から操舵輪(車輪)21、21に至るステアリング系22に介在した操舵機構23と、この操舵機構23に補助トルクを加える補助トルク機構24とからなる。

【0015】操舵機構23は、ステアリングハンドル11にステアリングシャフト12及び自在軸継手13、13を介して連結した入力軸31と、入力軸31に連結したラックアンドピニオン機構32とからなる。ラックアンドピニオン機構32は、入力軸31に設けたピニオン33と、ピニオン33に噛み合うためのラック34を設けたラック軸35とからなり、このラック軸35の両端に、左右のタイロッド37、37を介して左右の操舵輪21、21を連結したものである。

【0016】補助トルク機構24は、ステアリングハンドル11で発生したステアリング系22の操舵トルクを検出する操舵トルクセンサ70と、操舵トルクセンサ70の検出信号に基づき制御信号を発生する制御手段81と、制御信号に基づき操舵トルクに応じた補助トルクを発生する電動機82と、電動機82にトルクリミッタ90及び歯車式減速機構110を介して連結した上記入力軸31並びにラックアンドピニオン機構32とからなる。すなわち、操舵機構23に補助トルク機構24の補助トルクを付加するために、操舵機構23と補助トルク機構24とで、入力軸31並びにラックアンドピニオン機構32を共用するようにした。操舵トルクセンサ70は、操舵機構23に取付けたものである。

【0017】このような電動パワーステアリング装置10によれば、運転者がステアリングハンドル11を操舵することにより発生した操舵トルクを、入力軸31及びラックアンドピニオン機構32を介して、ラック軸35に伝達することができる。さらには、操舵トルクを操舵トルクセンサ70で検出し、この検出信号に基づき制御手段81で制御信号を発生し、この制御信号に基づき操舵トルクに応じた補助トルクを電動機82で発生し、補助トルクをトルクリミッタ90、歯車式減速機構110、入力軸31及びラックアンドピニオン機構32を介して、ラック軸35に伝達することができる。従って、運転者の操舵トルクに電動機82の補助トルクを加えた複合トルクにより、ラック軸35及び左右のタイロッド37、37を介して、左右の操舵輪21、21を操舵することができる。

【0018】図2(a)、(b)は本発明に係る操舵ト

ルクセンサの原理図である。操舵トルクセンサ70は、鉄鋼材のように磁歪特性を有する入力軸31にトルクが作用したときに、このトルクに応じて生じる磁歪効果を電気コイルにて電気磁氣的に検出する、磁歪式トルクセンサである。このような磁歪式トルクセンサは、特開平6-221940号公報「磁歪式トルクセンサ」に示されるように、公知のセンサである。以下、操舵トルクセンサ70の概要について説明する。

【0019】(a)に示す操舵トルクセンサ70は、概ね8の字状に形成した励磁コイル71と、励磁コイル71とほぼ同様の大きさで概ね8の字状に形成した検出コイル72とを、ほぼ同心上に互いに略直交させて重ね、これらの励磁・検出コイル71、72を1組の磁気ヘッド73として、入力軸31の外周面の近傍に配置したものである。すなわち、入力軸31の外周面に対向して、概ね8の字状の励磁コイル71を配置し、この励磁コイル71に概ね8の字状の検出コイル72を90°位相を変えた状態で重ね合わせた。この場合、励磁コイル71をなす8の字状の直線部分を、入力軸31の外周にほぼ平行又は軸方向にほぼ平行にして配置する。74は励磁電圧供給源、75は出力電圧増幅器である。

【0020】励磁電圧供給源74から励磁コイル71に20~100kHz程度の高周波数の交流電圧(励磁電圧)を供給すれば、トルクに基づく入力軸31の磁歪効果に対応して、検出コイル72にて励磁電圧と同じ周波数の交流電圧(出力電圧)を得ることができる。出力電圧は、入力軸31に作用するトルクの方

向によって、励磁電圧と同相又は逆相になる。このときの出力電圧の振幅は、トルクの大きさに比例する。従って、励磁電圧の位相を基準として、出力電圧を同期整流すれば、トルクの大きさと方向を検出することができる。

【0021】出力電圧は出力電圧増幅器75にて増幅され、操舵トルクセンサ70の検出信号として、制御手段81に発することになる。なお、入力軸31の磁化力が小さければ、励磁コイル71と検出コイル72の巻数を増し、これらの励磁・検出コイル71、72を1巻ずつ交互に配列することで、対応すればよい。

【0022】(b)に示す操舵トルクセンサ70は、励磁・検出コイル71、72からなる磁気ヘッド73を2組準備し、これら2組の磁気ヘッド73、73を、入力軸31の外周面の近傍に且つ入力軸31の軸線の対称位置に配置したものである。そして、出力電圧増幅器75で、検出コイル72、72からの出力電圧の差を増幅することにより、環境温度の変化に対してあまり変化しない操舵トルク信号を得ることができる。

【0023】上記(a)や(b)の操舵トルクセンサ70を採用することにより、従来の電動パワーステアリング装置において操舵トルクを検出する場合のように、入力軸31を長手方向に二分割して、これら分割軸間をトーションバーにて連結する必要がない。従って、入力軸

31を簡素な構成にすることができるとともに、入力軸31を十分に長く設定することができる。しかも、図1に示す入力軸31に設けたビニオン33を加工する場合に、入力軸31を加工機械にセッティングすることが容易であり、加工精度を一層高めることができる。加工精度が高まると、ビニオン33とラック34との噛み合い精度も高まる。この結果、ラックアンドビニオン機構32の動力伝達効率を高めることができる。

【0024】図3は本発明に係る電動パワーステアリング装置の全体構成図であり、左端部及び右端部を断面して表したものである。この図は、電動パワーステアリング装置10のラック軸35を、車幅方向(図左右方向)に延びるハウジング41に軸方向へスライド可能に収容したことを示す。ラック軸35は、ハウジング41から突出した長手方向両端にボールジョイント36、36をねじ結合し、これらのボールジョイント36、36に左右のタイロッド37、37を連結した軸である。ハウジング41は、図示せぬ車体に取り付けるためのブラケット42、42を備える。43、43はダストシール用ブーツである。

【0025】図4(a)、(b)は本発明に係る電動パワーステアリング装置の模式図(その2)であって、

(a)は上記図1に示すラックアンドビニオン機構32及びラック軸35周りの平面断面図、(b)は(a)のb-b線断面図である。(a)及び(b)は、ラック軸35のうち、通常状態でハウジング41で支承される一端部35a側の中心R1に対して、ラック34を形成した部分39の中心R2が、ラック34と反対側(ラック34を形成した面39aの背面39b側)に偏心量Qだけ偏心していることを示す。

【0026】図5は本発明に係るラック軸周りの平面断面図である。ハウジング41は、長手方向両端部に第1軸受44並びに第2軸受45を取付け、これらの第1・第2軸受44、45を介して、ラック軸35を軸長手方向へスライド可能に収容するものである。第1軸受44はラック軸35のうちラック34から遠い一端部35aを支持し、第2軸受45はラック軸35のうちラック34から近い他端部35bを若干の隙間 δ を有して支持するものである。路面反力等によって、ラック軸35の他端部35bが隙間 δ 分だけ撓んだときに、他端部35bを第2軸受45で支持することができる。

【0027】第1・第2軸受44、45は、長手方向端部にストッパ44a、45aを設けたものである。ラック軸35が左へ所定量だけスライドすると、右のボールジョイント36の当接端面(ラックエンド)38がストッパ44aに当る。ラック軸35が右へ所定量だけスライドすると、左のボールジョイント36の当接端面(ラックエンド)38がストッパ45aに当る。このようにしてラック軸35の移動量を規制することで、左右の操舵輪21、21(図1参照)の最大操舵角を制限するこ

10

20

30

40

50

とができる。すなわち、ラック軸35が移動終端まで移動したときに、左右の操舵輪21、21の操舵角は最大になる。46、46は緩衝材である。

【0028】図6は図3の6-6線断面図であり、電動パワーステアリング装置10の縦断面構造を示す。電動パワーステアリング装置10は、入力軸31、ラックアンドピニオン機構32、操舵トルクセンサ70、トルクリミッタ90（図1参照）、歯車式減速機構110をハウジング41に収納し、このハウジング41の上部開口をリッド47で塞いだものである。操舵トルクセンサ70は、ハウジング41又はリッド47に取付けたものである。

【0029】ハウジング41は、入力軸31の下端部及び長手中央部を、上下2個の軸受51、52を介して回転可能に支承することで、縦置きにセットしたものであり、ラックガイド60を備える。53はリッド取付ボルト、54は止め輪である。

【0030】入力軸31は、下部にピニオン33を一体に形成し、さらに下端部にねじ部55を形成するとともに、上端部をリッド45から外方へ突出したピニオン軸である。ラック34は、ラック軸35に一体に形成したものである。ねじ部55にナット56をねじ込むことで、入力軸31の長手方向（軸方向）の移動を規制することができる。57は袋ナット、58はオイルシール、59はスペーサである。

【0031】ところで、上記操舵トルクセンサ70については、次のような構成にすることができる。すなわち、入力軸31に、作用トルクに応じて磁歪特性が変化する磁歪膜77を所定幅で全周にわたって設け、この磁歪膜77に対向して、上記図2に示す励磁・検出コイル71、72を配置する。入力軸31を介して磁歪膜77にトルクが作用したときに、このトルクに応じて磁歪膜77に生じる磁歪効果を、検出コイル72にて電気磁気的に検出することができる。磁歪膜77は、例えば、入力軸31に気相メッキ法で形成したNi-Fe系の合金膜からなる、強磁性体膜である。

【0032】図7は図6の7-7線断面図であり、入力軸31と電動機82とトルクリミッタ90と歯車式減速機構110との関係を示す。電動機82は、出力軸83を横向きにしてハウジング41に取付け、ハウジング41内に出力軸83を延したものである。

【0033】歯車式減速機構110は、電動機82で発生した補助トルクを入力軸31に伝達するトルク伝達手段であって、駆動ギヤと従動ギヤの組合せ構造である、ウォームギヤ機構からなる。詳しくは、歯車式減速機構110は、電動機82の出力軸83にトルクリミッタ90を介して連結した伝動軸111と、伝動軸111に形成したウォーム112と、ウォーム112に噛み合うとともに入力軸31に結合したウォームホイール113とからなる。電動機82の補助トルクを、入力軸31を介

してラックアンドピニオン機構32（図1参照）に伝達することができる。

【0034】伝動軸111は、出力軸83と同心上に配置し、2個の軸受114、115を介してハウジング41にて回転可能に支承した軸である。ハウジング41は、出力軸83に近い位置にある第1軸受114を軸方向移動不能に取付け、出力軸83から遠い位置にある第2軸受115を軸方向移動可能に嵌合したものである。さらには、第2軸受115の外輪の端面を、板ばね116を介して調整ボルト117で出力軸83側に押している。調整ボルト117と薄板円盤状の板ばね116の押圧力にて、第1・第2軸受114、115に予圧を与えることで、伝動軸111の軸方向の遊びがないように調整する、すなわち、ガタ取りすることができる。しかも、ウォーム112の軸方向変位を調整して、ウォーム112とウォームホイール113の噛み合いを、適切な摩擦を保ちつつガタが無いように調整することができる。また、板ばね116の弾性力により、伝動軸111の軸方向の熱膨張等を吸収することができる。118はロックナット、119は止め輪である。

【0035】図8は本発明に係るトルクリミッタの断面図である。本発明は、電動機82と歯車式減速機構110との間にトルクリミッタ90を介在させたことを特徴とする。トルクリミッタ90は、電動機82の出力軸83にセレーション結合したインナ部材91を、伝動軸111にセレーション結合した筒状のアウタ部材93に嵌合したトルク制限機構である。

【0036】インナ部材91は外周面92を、伝動軸111の先端に向って先細りテーパとした雄部材である。アウタ部材93は内周面94を、インナ部材91の外周面92が嵌合するべく先広がりテーパとした雌部材である。テーパ状の外周面92をテーパ状の内周面94に嵌合し、インナ部材91の後端面95を皿ばね96で弾発しつつ止め輪97で抜け止めすることで、トルクリミッタ90を組立ることができる。101はスペーサ、102はワッシャ、103は皿ばねである。

【0037】皿ばね96の弾発力で、外周面92を内周面94に押し付けて予圧を与えることにより、外周面92を内周面94に所定の摩擦力を有して、連結することができる。このようなトルクリミッタ90であるから、所定の摩擦力を上回る大きなトルクが作用すると、外周面92と内周面94との間がスリップする。この結果、電動機82から歯車式減速機構110へ伝達する補助トルクを制限、すなわち、オーバートルクをカットすることができる。従って、電動機82に過大なトルクが発生することはなく、また、負荷側に過大なトルクが伝わることもない。

【0038】さらには、インナ部材91をアウタ部材93にテーパにて嵌合したので、両者の組立精度は高く、心合せも容易である。従って、出力軸83に対する伝動

軸111の組立精度は高く、心合せも容易である。また、比較的高速回転する電動機82と歯車式減速機構110との間に、トルクリミッタ90を介在させたので、トルクリミッタ90が小さくてすみ、トルクリミッタ90の小型化、低コスト化を図ることができる。小型のトルクリミッタ90であるから配置スペースが少なくすむので、ハウジング41に収納することが容易である。

【0039】図9(a)、(b)は本発明に係るラックアンドピニオン機構及びラックガイドの構成図であり、(a)ラックアンドピニオン機構32及びラックガイド60の断面図、(b)はラック軸35とラックガイド60の凹状先端64aとの関係を示す要部断面図である。この図は、ラック軸35のうちラック34を形成した面39aの背面39b(ラック34と反対側の面)を凸面とし、この凸面をラックガイド60の凹状先端64aにてラック34側へ押出すようにしたことを示す。

【0040】詳しくは、ラックガイド60は、ラック軸35の背面39bに当てるガイド部61と、このガイド部61の背面61aを圧縮ばね62を介してラック軸35側へ押す調整ボルト63とからなる。このようなラックガイド60によれば、ハウジング41にねじ込んだ調整ボルト63にて、圧縮ばね62を介してガイド部61を適切な押圧力で押すことで、ガイド部61でラック34に予圧を与えて、ラック34をピニオン33に押し付けることができる。

【0041】ラック軸35は、丸棒のうちピニオン33側に臨む面を平坦面に形成し、この平坦面をラック34を形成する面39aとし、この面39aにラック34を形成したものである。ラック34を形成する面39aの背面39bは、ラック軸35の中心R2、すなわち点R2を中心とした円弧状の凸面である。ガイド部61は先端部に、ラック軸35の背面39bを滑らせる当て部材64を取付けたものである。なお、ガイド部61に当て部材64を一体に形成してもよい。当て部材64は先端に凹状先端64aを形成した部材である。このため、ガイド部61は凹状先端64aを有することになる。65はロックナットである。

【0042】凹状先端64aは、円弧状の凸面からなる背面39bよりも大きい半径の円弧を組合せた凹状の端部である。この図に示すように、ラック34を形成した部分39の軸直角断面において、ラック軸35の中心R2を通りピニオン33の中心L1に直交する線を基準線L2としたとき、この基準線L2に対して、凹状先端64aの上下2つの円弧は線対称形の形状を呈する。さらに、ラック軸35の背面39bが凹状先端64aに当たる2つの部位を当接点O1、O2とし、上の当接点O1と中心R2とを通る線をM1とし、下の当接点O2と中心R2とを通る線をM2としたとき、基準線L2に対する線M1の傾斜角並びに線M2の傾斜角は α である。線M1、M2は、背面39bの円弧の接線S、Sに対して直

交する線である。

【0043】図10は本発明に係るラックアンドピニオン機構及びラックガイドの作用図である。例えば、ピニオン33とラック34がはすば歯車で構成されているために操舵に伴う揺動力が発生したり、ラックアンドピニオン機構32に車体振動などが伝わったとき、その振動や揺動力がラック軸35に作用する。ラックアンドピニオン機構32やその関連部分に微小の隙間があると、ラック軸35が揺動力によって揺動することが考えられる。微小の隙間が生じる要因としては、次の点が考えられる。

(1) ピニオン33やラック34の歯面が摩耗することによって両者間に微小の隙間が生じる。

(2) ラックアンドピニオン機構32に負荷が作用したときに、①入力軸31を支持する軸受51、52(図6参照)内に極く微小の固有の隙間が発生したり、②樹脂材からなるガイド部61が若干弾性変形したり、又は関連する各部にガタ(微小の隙間)が生じる。

【0044】本発明は、ラック軸35に揺動力が生じたとき、凹状先端64aにてラック軸35の凸面部分(背面39b)の揺動を規制するように、ハウジング41にて支承されるラック軸35の中心R1に対する第1・第2当接点O1、O2の位置を設定したことを特徴とする。

【0045】詳しくは、ラック軸35の背面39bは、ラック34を形成した部分39の中心R2、すなわち点R2を中心とした半径r2の円弧状の凸面である。このため、背面39b上に第1・第2当接点O1、O2の位置があり、凸面の円弧半径r2は中心R2から当接点O1、O2までの距離に相当する。一方、ラック34を形成した部分39の中心R2の位置は、ハウジング41にて支承されるラック軸35の中心R1よりも背面39b側へ偏心量Qだけ偏心した位置にある。中心R1から当接点O1までの距離はr1であり、この距離r1はラック軸35に揺動力が生じたときの揺動半径である。当然のことながら、揺動半径r1は円弧半径r2よりも大きい($r1 > r2$)。

【0046】従って、ラック軸35が中心R1を基準に図時計回り(矢印Ru方向)に揺動しようとしても、当接点O2において背面39bが凹状先端64aによって規制される。この結果、ラック軸35の揺動は不能である。ラック軸35が中心R1を基準に図反時計回りに揺動しようとした場合にも同様に、当接点O1において背面39bが凹状先端64aによって規制されるので、揺動不能である。以上をまとめると、ラック軸35は、ハウジング41に軸長手方向へスライド可能に且つ揺動不能に収容した軸である。操舵中にラック軸35に揺動力が作用しても、ラック軸35は揺動しない。このため、ピニオン33に対してラック34が傾くことがなく、ピニオン33とラック34の噛み合い精度を常に高い状態

で維持することができる。

【0047】ところで、ラックガイド60は、この図に示すようにビニオン33にラック34を噛み合わせた状態で、ガイド部61のうち凹状先端64aを形成した面の背面61aを、調整ボルト63の先端63aで直接押すようにしたことを特徴とする。その理由を以下に述べる。

【0048】運転者の操舵トルクに電動機82（図1参照）の補助トルクを加えた複合トルクが、ビニオン33からラック34に伝達されるとき、ラック軸35には軸長手方向の力と軸直角方向の力が作用する。軸直角方向の力はラック34が後退してビニオン33から離れる方向の力であり、歯型の圧力角に応じて生じる分力である。特にこの分力は、ラック軸35が所定量だけスライドした後に移動が規制された場合には、通常の操作時よりも極めて大きくなる。従来のラックガイドは、ビニオン33にラック34を噛み合わせた状態で、ラック34と反対側からラック軸35にガイド部を当て、このガイド部を単に圧縮ばねを介して調整ボルトで押したものである。このため、大きな軸直角方向の力によって圧縮ばねが縮むので、ラック34が後退し得る。

【0049】これに対し、ビニオン33にラック34を噛み合わせた状態で、ガイド部61のうち凹状先端64aを形成した面の背面61aを、調整ボルト63の先端63aで直接押すようにした。このため、軸直角方向の力によってラック34が後退することはない。従って、ビニオン33とラック34の噛み合い精度を常に高い状態で維持することができる。

【0050】さらには、ビニオン33並びにラック34の歯形を円弧歯形にしたので、インボリュート歯形よりも噛み合いの接触面積が大きい。噛み合いの面圧が下がるので歯面の摺動は滑らかになる。従って、電動機82の慣性による大きな負荷トルクがラックアンドビニオン機構32に作用したとき、これに伴う大きな軸直角方向の力に対して、ラック軸35が後退しないように調整ボルト63で直接支えているにもかかわらず、ステアリングハンドル11（図1参照）の良好な操舵感覚を維持することができる。

【0051】図11(a)～(d)は本発明に係るラックアンドビニオン機構の構成図である。なお、理解を容易にするために、ラック34よりも図手前側にビニオン33を配置して表した。R3はラックの歯面に直交な線である。

【0052】(a)は、ラックアンドビニオン機構32のビニオン33並びにラック34を「はすば歯車（ヘリカルギヤ）」としたことを示す。すなわち、ビニオン33は、はすばビニオンであり、ラック34は、はすばラックである。例えば、ビニオン33をなす「はすば歯車」とは、(b)に示すように、基準ピッチ面となる円筒33aの周面と歯面33bとの交線である、歯すじ3

3cが、所定のねじれ角 θ を有したつる巻線である、円筒歯車を言う。「ねじれ角 θ 」とは、つる巻線33dとつる巻線33eを考える円筒33aの母線33eとのなす、鋭角 θ を言う。

【0053】(c)は、ラック34をなす「はすば歯車」の部分拡大斜視図であり、はすば歯車のねじれ角が、ビニオン33をなす「はすば歯車」のねじれ角 θ と同一であることを示す。本発明は、ビニオン33並びにラック34をなす、はすば歯車のねじれ角 θ を、はすば歯車の摩擦角を越えない範囲に設定したことを特徴とする。その理由については後述する。

【0054】(d)は、ビニオン33並びにラック34をなす「はすば歯車」の歯形の拡大断面図であり、はすば歯車の歯形が円弧歯形であることを示す。円弧歯形の歯車については、「[新しい歯車とその応用]円弧歯形歯車」（機械設計・第26巻第3号（1982年3月号）第47頁～第51頁、日刊工業新聞社発行）の文献等によって知られている。以下、円弧歯形の概要について説明する。

【0055】円弧歯形の歯車とは、1組の歯車のうち、少なくとも一方の歯車の歯末の面を、基準ピッチ線Pi上をほぼ中心とする円弧面に形成し、少なくとも他方の歯車の歯元の面を、基準ピッチ線Pi上をほぼ中心とする円弧面に形成した、円弧歯形を有する歯車であって、W/N歯車とも言う。円弧歯形の歯車には、対称形の円弧歯形と非対称形の円弧歯形がある。ここで、歯元の面とは、歯底曲面と基準ピッチ線Piとの間にある歯面の部分であり、歯末の面とは、歯先曲面と基準ピッチ線Piとの間にある歯面の部分である。

【0056】ビニオン33において、対称形の円弧歯形とは、(d)に示すように、歯末の面33fを円弧面に形成するとともに歯元の面33gも円弧面に形成、すなわち、歯末の面33fと歯元の面33gとを、基準ピッチ線Piに対してほぼ点対称形の円弧面に形成した円弧歯形であり、例えば、ノビコフ歯車第3種やシンマーク歯車がある。r3は円弧面の半径である。ラック34における、対称形の円弧歯形も、上記ビニオン33における対称形の円弧歯形と同一であって、歯末の面34aと歯元の面34bとを、基準ピッチ線Piに対してほぼ点対称形の円弧面に形成したものである。

【0057】一方、非対称形の円弧歯形とは、1組の歯車のうち、一方の歯車の歯を、基準ピッチ線Pi上をほぼ中心とする歯末円弧だけで形成し、他方の歯車の歯を、基準ピッチ線Pi上をほぼ中心とする歯元円弧だけで形成した円弧歯形であり、例えば、ノビコフ歯車第1、2種やサーカーク歯車がある。本発明においては、はすば歯車の歯形を、対称形の円弧歯形にすることが、より好ましい。

【0058】インボリュート歯形の正面歯形は、凸歯面と凸歯面との噛み合いである。これに対して本発明は、

はすば歯車の歯形を円弧歯形にした。円弧歯形の正面歯形は、凹歯面と凸歯面との噛み合いである。歯すじ方向の相対曲率半径が大きいので、負荷が作用したときには、接触線が大きな面積を有した領域となる。一般に、円弧歯形の強度はインボリュート歯車に比べて、表面疲れ強さが6〜7倍、曲げ強さが1.5〜1.6倍、曲げ疲れ強さが1.5〜1.6倍である。

【0059】ビニオン33並びにラック34を上記の円弧歯形のはすば歯車にしたことにより、これらの歯車の強度をより一層高めることができ、例えば、次のようなときに効果を発揮する。左右の操舵輪を最大操舵角まで操舵したとき、すなわち、図5においてラック軸35が移動終端まで移動したとき、左のボールジョイント36がストッパ45aに当たったり、右のボールジョイント36がストッパ44aに当たることで、ラック34（図1参照）は即時に停止する。このとき、通常の操舵時よりも極めて大きなトルクが、ビニオン33（図1参照）とラック34とに作用する。このような場合であっても、強度を高めたビニオン33並びにラック34は、大トルクを十分に受けることができる。

【0060】次に、電動パワーステアリング装置の変形例について説明する。なお、上記図1〜図11の構成と同じ構成については同一符号を付し、その説明を省略する。図12は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第1変形例）のラック軸の斜視図である。第1変形例のラック軸35は、ハウジング41（図4参照）で支承される左右両端部35a、35b側の中心R1に対して、ラック34を形成した部分39の中心R2が、ラック34側に偏心量Qだけ偏心したことを特徴とする。

【0061】図13は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第1変形例）のラックアンドビニオン機構及びラックガイドの断面図であり、ラック軸35のうちラック34を形成する面39aの背面39bをラック軸35の中心R2、すなわち点R2を中心とした円弧状の凸面とし、更に、この円弧状の凸面から基準線L2上で後方（図右側）へ水平凸部39cを延したことを示す。凹状先端64aは、円弧状の背面39bに第1・第2当接点O1、O2で当る平面、すなわち、円弧状の背面39bに第1・第2当接点O1、O2で接する2つの接線を有する概ねテーパ状の凹部であり、この凹部の中央部に、水平凸部39cを逃すための中央凹部64bを形成したものである。

【0062】図14は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第1変形例）のラックアンドビニオン機構及びラックガイドの作用図である。第1変形例も、ラック軸35に揺動力が生じたとき、凹状先端64aにてラック軸35の凸面部分（背面39b）の揺動を規制するように、ハウジング41にて支承されるラック軸35の中心R1に対する第1・第2当接点O1、O2の位置を設定したことを特徴とする。

【0063】ラック34を形成した部分39の中心R2の位置は、ハウジング41にて支承されるラック軸35の中心R1よりもラック34側へ偏心量Qだけ偏心した位置にある。このため、揺動半径r1は円弧半径r2よりも小さい（ $r1 < r2$ ）。従って、ラック軸35が中心R1を基準に図時計回り（矢印Ru方向）に揺動しようとしても、当接点O1において背面39bが凹状先端64aによって規制される。この結果、ラック軸35の揺動は不能である。ラック軸35が中心R1を基準に図反時計回りに揺動しようとした場合にも同様に、当接点O2において背面39bが凹状先端64aによって規制されるので、揺動不能である。以上をまとめると、ラック軸35は、ハウジング41に軸長手方向へスライド可能に且つ揺動不能に収容した軸である。

【0064】図15は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第2変形例）のラックアンドビニオン機構及びラックガイドの断面図である。第2変形例は、上記図12〜図14に示す第1変形例の更なる変形例であり、ガイド部61に支軸67を介して当て部材64Aを回転可能に取付けたことを特徴とする。当て部材64Aは、上記図13の当て部材64の代りに使用するものであり、ビニオン33の中心L1に平行に配置した支軸67にて支承する、概ね滑車状の回転体であって、外周面にテーパ状の凹状先端64aを形成したものである。

【0065】図16は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第3変形例）の模式図である。第3変形例の電動パワーステアリング装置200は、操舵機構23の第1ラックアンドビニオン機構232と補助トルク機構24の第2ラックアンドビニオン機構332とに、分離したことを特徴とする。第1ラックアンドビニオン機構232は、入力軸31に設けた第1ビニオン233と、第1ビニオン233に噛み合うための第1ラック234を設けたラック軸235とからなる。第1ビニオン233並びに第1ラック234は、操舵トルクのみを伝達するものであるから、インボリュート歯形でよい。

【0066】第3変形例における補助トルク機構24は、歯車式減速機構110にビニオン軸331を介して第2ラックアンドビニオン機構332を連結したものである。第2ラックアンドビニオン機構332は、ビニオン軸331に設けた第2ビニオン333と、第2ビニオン333に噛み合う第2ラック334とからなる。第2ラック334は、第1ラックアンドビニオン機構232のラック軸235に設けたものである。すなわち、第1ラックアンドビニオン機構232のラック軸235が、第2ラックアンドビニオン機構332のラック軸を兼ねる。

【0067】このような電動パワーステアリング装置200によれば、運転者がステアリングハンドル11を操舵することにより発生した操舵トルクを、入力軸31及び第1ラックアンドビニオン機構232を介して、ラッ

ク軸235に伝達することができる。さらには、操舵トルクを操舵トルクセンサ70で検出し、この検出信号に基づき制御手段81で制御信号を発生し、この制御信号に基づき操舵トルクに応じた補助トルクを電動機82で発生し、補助トルクをトルクリミッタ90、歯車式減速機構110、ピニオン軸331及び第2ラックアンドピニオン機構332を介して、ラック軸235に伝達することができる。従って、運転者の操舵トルクに電動機82の補助トルクを加えた複合トルクによって、ラック軸235及び左右のタイロッド37、37を介して、左右の操舵輪21、21を操舵することができる。

【0068】図17は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第3変形例）の全体構成図であり、操舵機構23と補助トルク機構24とをハウジング41に並列にして取付けたことを示す。

【0069】図18(a)～(c)は本発明に係る電動パワーステアリング装置（第3変形例）の模式図であって、(a)は上記図1に示す第1・第2ラックアンドピニオン機構232、332及びラック軸235周りの平面断面図、(b)は(a)のb-b線断面図、(c)は(a)のc-c線断面図である。(a)～(c)は、ラック軸235のうち、通常状態でハウジング41で支承される一端部235a側の中心R1に対して、第1・第2ラック234、334を形成した部分239の中心R2が、第1・第2ラック234、334と反対側（第1・第2ラック234、334を形成した面239aの背面239b側）に偏心量Qだけ偏心していることを示す。

【0070】(a)に示すように、第1軸受44はラック軸235のうち第2ラック334から近い一端部235aを支持し、第2軸受45はラック軸235のうち第1ラック234から近い他端部235bを若干の隙間 δ を有して支持するものである。路面反力等によって、ラック軸235の他端部235bが隙間 δ 分だけ撓んだときに、他端部235bを第2軸受45で支持することができる。さらには、(b)及び(c)に示すように、第1・第2ラック234、334を形成する面239aの背面239bは、ラック軸235の中心R2を基準とした円弧状の凸面である。

【0071】図19は図17の19-19線断面図であり、操舵機構23の縦断面構造を示す。第3変形例の操舵機構23は、入力軸31、操舵トルクセンサ70、第1ラックアンドピニオン機構232をハウジング41に収納し、このハウジング41の上部開口をリッド47で塞いだものである。ハウジング41は縦置きにセットしたものであり、第1ラックガイド260を備える。

【0072】この図は、ラック軸235のうち第1ラック234を形成した面239aの背面239b（第1ラック234と反対側の面）を凸面とし、この凸面を第1ラックガイド260の凹状先端264aにて第1ラック

234側へ押出すようにしたことを示す。詳しくは、第1ラックガイド260は、ラック軸235の背面239bに当てるガイド部261と、このガイド部261の背面261aを圧縮ばね262を介してラック軸235側へ押す調整ボルト263とからなる。

【0073】ガイド部261は先端部に、ラック軸235の背面を滑らせる当て部材264を取付けたものである。なお、ガイド部261に当て部材264を一体に形成してもよい。当て部材264は先端に凹状先端264aを形成した部材である。このため、ガイド部261は凹状先端264aを有することになる。第1ラックガイド260は、この図に示すように第1ピニオン233に第1ラック234を噛み合わせた状態で、第1ガイド部261のうち凹状先端264aを形成した面の背面261aを、調整ボルト263の先端263aで直接押すようにしたものである。265はロックナットである。

【0074】第3変形例において、ラック軸235のうち第1ラック234を形成した部分、並びに、第1ラックガイド260は、上記図9及び図10に示すラック34を形成した部分、並びに、ラックガイド60と同様の構成、作用であり、詳細な構成、作用を省略する。

【0075】図20は図17の20-20線断面図であり、補助トルク機構24の縦断面構造を示す。補助トルク機構24は、トルクリミッタ90（図8参照）、歯車式減速機構110、ピニオン軸331、第2ラックアンドピニオン機構332をハウジング41に収納し、このハウジング41の上部開口をリッド48で塞いだものである。ハウジング41は、ピニオン軸331の下端部及び長手中央部を、上下2個の軸受351、352を介して回転可能に支承することで、縦置きにセットしたものであり、第2ラックガイド360を備える。353はリッド取付ボルト、354は止め輪である。

【0076】ピニオン軸331は、下部に第2ピニオン333を一体に形成し、さらに下端部にねじ部355を形成したものである。第2ラック334は、ラック軸235に一体に形成したものである。このような第2ピニオン333並びに第2ラック334は「はすば歯車」であり、はすば歯車の歯形が円弧歯形である。この点は、上記ピニオン33並びにラック34と同様の構成であり、詳細な説明を省略する。ねじ部355にナット356をねじ込むことで、ピニオン軸331の長手方向（軸方向）の移動を規制することができる。357は袋ナット、359はスペーサである。

【0077】この図は、ラック軸235のうち第2ラック334を形成した面239aの背面239b（第2ラック334と反対側の面）を凸面とし、この凸面を第2ラックガイド360の凹状先端364aにて第2ラック334側へ押出すようにしたことを示す。詳しくは、第2ラックガイド360は、ラック軸235の背面239bに当てるガイド部361と、このガイド部361の背

面 361a を圧縮ばね 362 を介してラック軸 235 側へ押す調整ボルト 363 とからなる。

【0078】ガイド部 361 は先端部に、ラック軸 235 の背面を滑らせる当て部材 364 を取付けたものである。なお、ガイド部 361 に当て部材 364 を一体に形成してもよい。当て部材 364 は先端に凹状先端 364a を形成した部材である。このため、ガイド部 361 は凹状先端 364a を有することになる。第 2 ラックガイド 360 は、この図に示すようにピニオン 333 に第 1 ラック 334 を噛み合わせた状態で、ガイド部 361 のうち凹状先端 364a を形成した面の背面 361a を、調整ボルト 363 の先端 363a で直接押すようにしたものである。365 はロックナットである。

【0079】第 3 変形例において、ラック軸 235 のうち第 2 ラック 334 を形成した部分、並びに、第 2 ラックガイド 360 は、上記図 9 及び図 10 に示すラック 34 を形成した部分、並びに、ラックガイド 60 と同様の構成、作用であり、詳細な構成、作用を省略する。

【0080】なお、この図の X-X 線断面の構成は、上記図 7 に示す電動機 82 とトルクリミッタ 90 と歯車式減速機構 110 との関係からなる構成と同一であるので省略する。但し変形例においては、上記図 7 に示す入力軸 31 がピニオン軸 331 に代る。

【0081】図 21 (a)、(b) は本発明に係る電動パワーステアリング装置 (第 4 変形例) の操舵機構の構成図であり、(a) は操舵機構 23 の縦断面図、(b) は第 1 ラックアンドピニオン機構 232 及び第 1 ラックガイド 260 の断面図である。第 4 変形例は、上記図 19 に示す第 3 変形例の更なる変形例であり、図 19 に示す構成のうち、第 1 ラック 234 を設けたラック軸 235 及び第 1 ラックガイド 260 を、上記図 13 に示すラック 34 を設けたラック軸 35 及びラックガイド 60 に置換したことを特徴とする。

【0082】具体的には、(b) に示すように、中心 R1 に対して中心 R2 を第 1 ラック 234 側に偏心させ、ラック軸 235 のうち背面 239b を中心 R2 を基準とした円弧状の凸面とし、更に、この凸面から後方 (図右側) へ水平凸部 239c を延したものである。凹状先端 264a は、円弧状の背面 239b に第 1・第 2 当接点 O1、O2 で当る 2 つの平面を有する概ねテーパ状の凹部であり、この凹部の中央部に、水平凸部 239c を逃すための中央凹部 264b を形成したものである。

【0083】図 22 (a)、(b) は本発明に係る電動パワーステアリング装置 (第 4 変形例) の補助トルク機構の構成図であり、(a) は補助トルク機構 24 の縦断面図、(b) は第 2 ラックアンドピニオン機構 332 及び第 2 ラックガイド 360 の断面図である。第 4 変形例は、上記図 20 に示す第 3 変形例の更なる変形例であり、図 20 に示す構成のうち、第 2 ラック 334 を設けたラック軸 235 及び第 2 ラックガイド 360 を、上記

図 13 に示すラック 34 を設けたラック軸 35 及びラックガイド 60 に置換したことを特徴とする。

【0084】具体的には、(b) に示すように、中心 R1 に対して中心 R2 を第 2 ラック 334 側に偏心させ、ラック軸 235 のうち背面 239b を中心 R2 を基準とした円弧状の凸面とし、更に、この凸面から後方 (図右側) へ水平凸部 239c を延したものである。凹状先端 364a は、円弧状の背面 239b に第 1・第 2 当接点 O1、O2 で当る 2 つの平面を有する概ねテーパ状の凹部であり、この凹部の中央部に、水平凸部 239c を逃すための中央凹部 364b を形成したものである。図中、L4 はラック軸 235 の中心 R2 を通り第 2 ピニオン 333 の中心 L3 に直交する線である。

【0085】図 23 は本発明に係る電動パワーステアリング装置 (第 5 変形例) の操舵機構の縦断面図である。第 5 変形例は、上記図 21 に示す第 4 変形例の更なる変形例であり、図 21 に示す構成のうち、当て部材 264 を当て部材 264A に置換したことを特徴とする。具体的には、ガイド部 261 に支軸 267 を介して当て部材 264A を回転可能に取付けたものである。当て部材 264A は、上記図 21 の当て部材 264 の代りに使用するものであり、第 1 ピニオン 233 の中心 L1 に平行に配置した支軸 267 にて支承する、概ね滑車状の回転体であって、外周面にテーパ状の凹状先端 264a を形成したものである。

【0086】図 24 は本発明に係る電動パワーステアリング装置 (第 5 変形例) の補助トルク機構の縦断面図である。第 5 変形例は、上記図 22 に示す第 4 変形例の更なる変形例であり、図 22 に示す構成のうち、当て部材 364 を当て部材 364A に置換したことを特徴とする。具体的には、ガイド部 361 に支軸 367 を介して当て部材 364A を回転可能に取付けたものである。当て部材 364A は、上記図 22 の当て部材 364 の代りに使用するものであり、第 2 ピニオン 333 の中心 L3 に平行に配置した支軸 367 にて支承する、概ね滑車状の回転体であって、外周面にテーパ状の凹状先端 364a を形成したものである。

【0087】なお、上記実施の形態並びに変形例において、トルクリミッタ 90 は、摩擦式トルクリミッタに限定されるものではない。また、歯車式減速機構 110 は、ウォームギヤ機構に限定されるものではなく、例えば、ベベルギヤ機構や平歯車機構であってもよい。さらにまた、上記変形例において、ラック軸 235 に形成した第 2 ラック 334 を延長して、第 1 ラック 234 を兼ねてもよい。その場合の第 1 ピニオン 233 並びに第 1 ラック 234 は、第 2 ピニオン 333 並びに第 2 ラック 334 と同一の、はすば歯車で且つ円弧歯形である。

【0088】

【発明の効果】本発明は上記構成により次の効果を発揮する。請求項 1 は、ラックアンドピニオン機構のピニオ

ン並びにラックの歯形を円弧歯形とし、ラック軸を揺動不能に保持することで、噛み合い状態を良好に維持することができる。この結果、円弧歯形の特徴である面圧強度や曲げ強度を、高い状態で保つことができるので、歯車の強度をより一層高めることができる。従って、ラック軸が移動終端まで移動したときにおける減速比の2乗に比例して、電動機の慣性による大きな負荷トルクに対して十分な強度と耐久性を有するラックアンドピニオン機構を備えた電動パワーステアリング装置を、小型で安価にすることができる。さらには、ピニオンとラックの噛み合い状態が良好になること、及び、ピニオンとラックの接触状態が円弧歯形の接触特質である、滑り軸受の接触状態に近い滑らかさであることにより、良好な動力伝達効率を得ることができる。従って、電動機のトルクをラックの推力に変換するときの伝達効率が良好になるので、電動機の消費電力を低減することができる。しかも、電動機の発熱が減少するので、発熱による電動機の出力低下を防止することができる。

【0089】請求項2は、ラック軸のうちラックを形成した面の背面を凸面とし、この凸面をラックガイドの凹状先端にてラック側へ押出すように構成し、凹状先端に凸面が当たる部位を当接点とし、ラック軸に揺動力が生じたとき、凹状先端にてラック軸の凸面部分の揺動を規制するように、ハウジングにて支承されるラック軸の中心に対する当接点の位置を設定することで、ハウジングにラック軸を揺動不能に収容するように構成したので、ラック軸に揺動力が生じたとき、ラックガイドの凹状先端にてラック軸の凸面部分の揺動を規制することができる。このため、簡単な構成によって、ラック軸に揺動力が作用したときにラック軸の揺動を容易に規制することができる。

【0090】請求項3は、ピニオンにラックを噛み合わせた状態で、ガイド部のうち凹状先端を形成した面の背面を、調整ボルトで直接押すようにしたので、軸直角方向の力によってラックがピニオンから離れる方向に後退することはない。従って、ピニオンとラックの噛み合い精度を常に高い状態で維持することができる。さらには、ピニオン並びにラックの歯形を円弧歯形にしたので、インボリュート歯形よりも噛み合いの接触面積が大きい。噛み合いの面圧が下がるので歯面の摺動は滑らかになる。電動機の慣性による大きな負荷トルクがラックアンドピニオン機構に作用したとき、これに伴う大きな軸直角方向の力に対して、ラック軸が後退しないように調整ボルトで直接支えているにもかかわらず、ステアリングハンドルの良好な操舵感覚を維持することができる。以上の説明のように、ピニオンとラックの噛み合い状態が良くなり、円弧歯形による面圧が低下するので、歯面の摩耗が低減し、ガタの発生がないラックにラックガイドをばねで付勢する必要がなくなり、部品点数を削減することができる。また、ラックの支持剛性が高

まり、車両の直進安定性が良好になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る電動パワーステアリング装置の模式図（その1）

【図2】本発明に係る操舵トルクセンサの原理図

【図3】本発明に係る電動パワーステアリング装置の全体構成図

【図4】本発明に係る電動パワーステアリング装置の模式図（その2）

【図5】本発明に係るラック軸周りの平面断面図

【図6】図3の6-6線断面図

【図7】図6の7-7線断面図

【図8】本発明に係るトルクリミッタの断面図

【図9】本発明に係るラックアンドピニオン機構及びラックガイドの構成図

【図10】本発明に係るラックアンドピニオン機構及びラックガイドの作用図

【図11】本発明に係るラックアンドピニオン機構の構成図

【図12】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第1変形例）のラック軸の斜視図

【図13】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第1変形例）のラックアンドピニオン機構及びラックガイドの断面図

【図14】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第1変形例）のラックアンドピニオン機構及びラックガイドの作用図

【図15】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第2変形例）のラックアンドピニオン機構及びラックガイドの断面図

【図16】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第3変形例）の模式図

【図17】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第3変形例）の全体構成図

【図18】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第3変形例）の模式図

【図19】図17の19-19線断面図

【図20】図17の20-20線断面図

【図21】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第4変形例）の操舵機構の構成図

【図22】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第4変形例）の補助トルク機構の構成図

【図23】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第5変形例）の操舵機構の縦断面図

【図24】本発明に係る電動パワーステアリング装置（第5変形例）の補助トルク機構の縦断面図

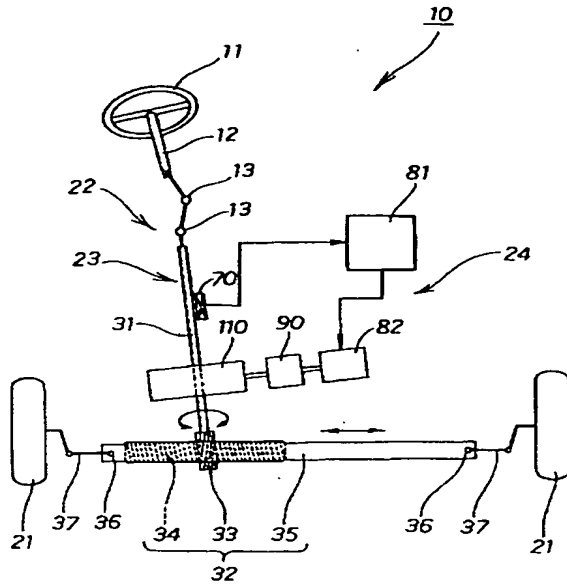
【符号の説明】

10、200…電動パワーステアリング装置、21…操舵輪、31…入力軸、32、232、332…ラックアンドピニオン機構、33、233、333…ピニオン、

21

33 f, 34 a…歯末の面、33 g, 34 b…歯元の面、34, 234, 334…ラック、35, 235…ラック軸、39 b…ラックの背面、41…ハウジング、60, 260, 360…ラックガイド、61…ガイド部、62…圧縮ばね、63…調整ボルト、64 a…凹状先 *

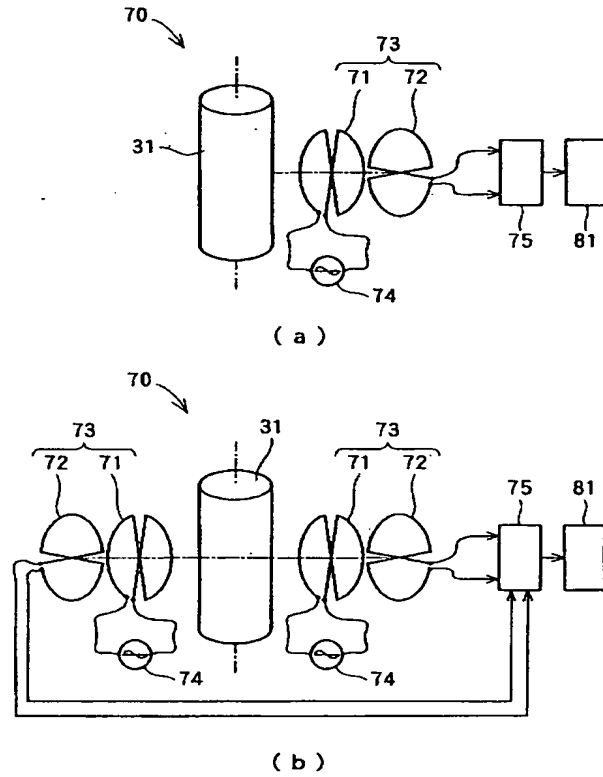
【図1】



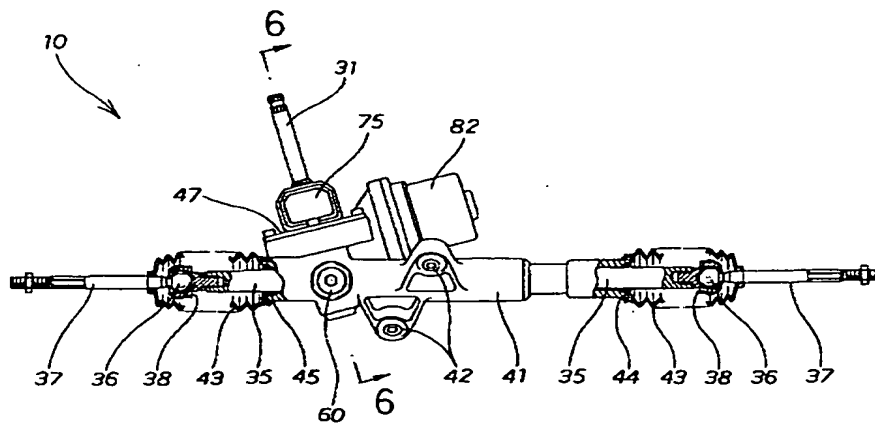
22

*端、82…電動機、110…歯車式減速機構、331…ピニオン軸、O1, O2…当接点、Pi…基準ピッチ線、R1…ハウジングにて支承されるラック軸の中心、R2…ラックを形成した部分の中心。

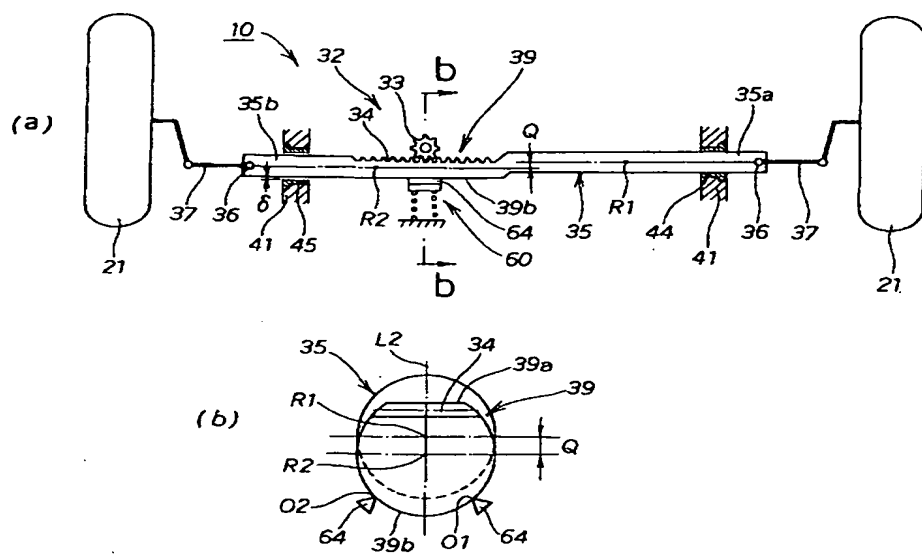
【図2】



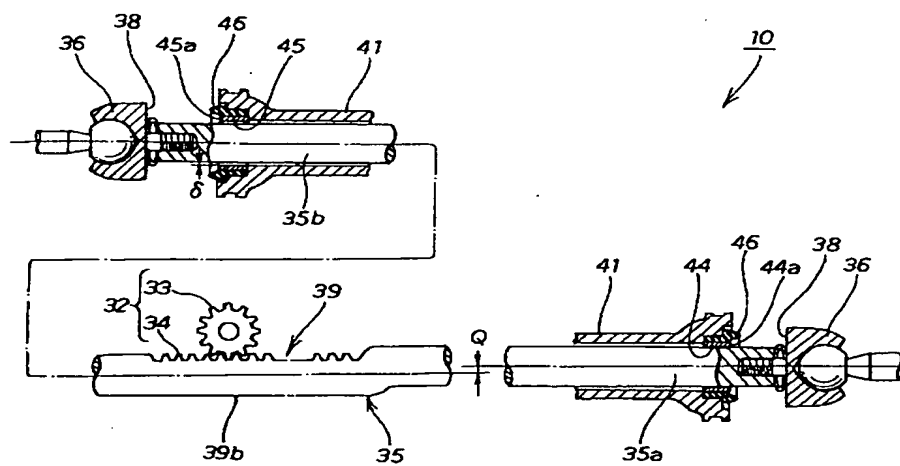
【図3】



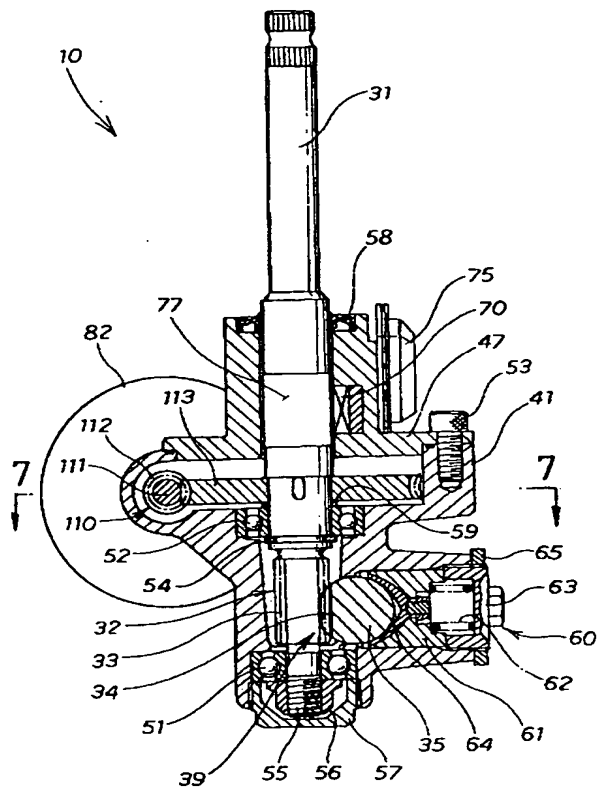
【図4】



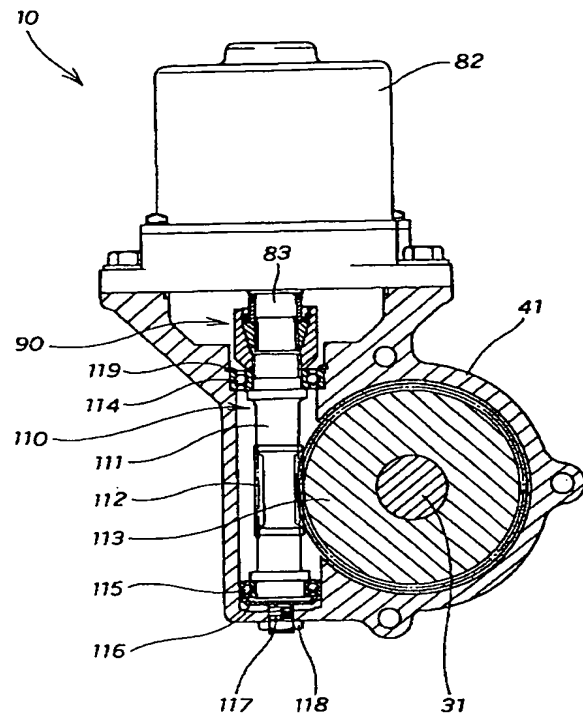
【図5】



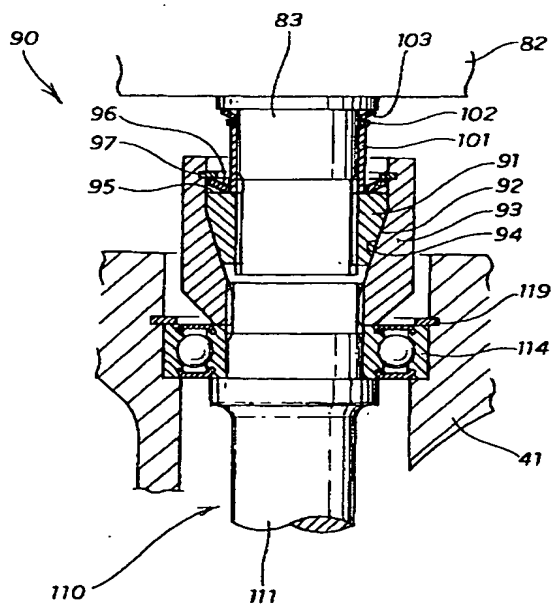
【図6】



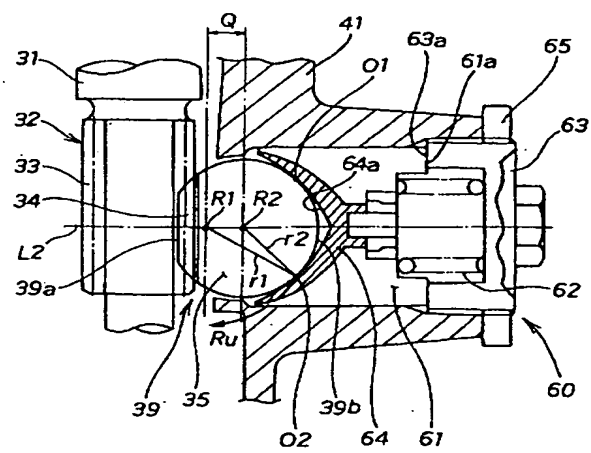
【図7】



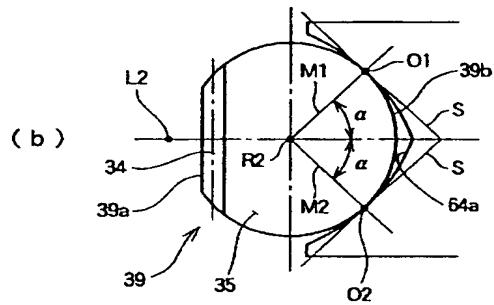
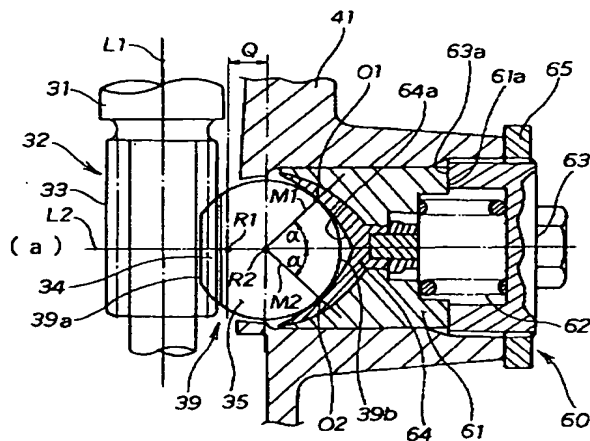
【図8】



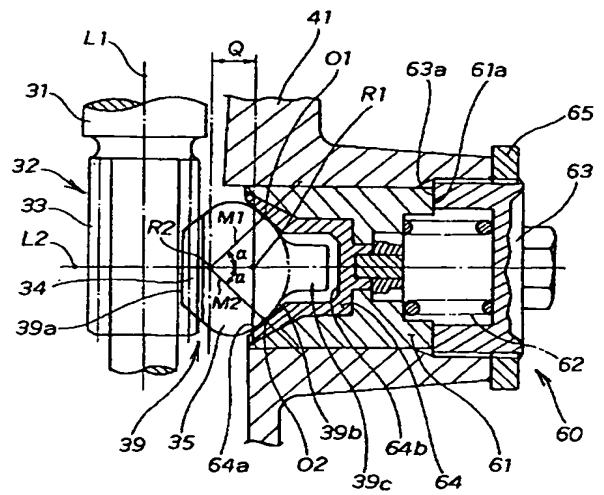
【図10】



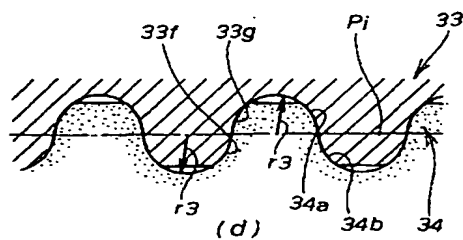
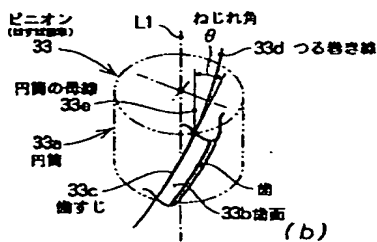
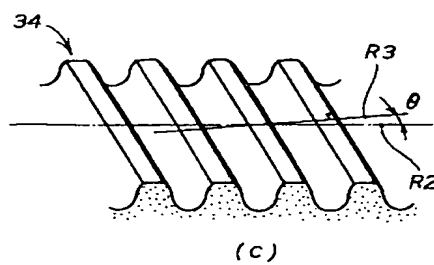
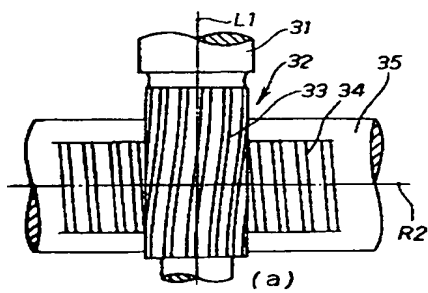
【図9】



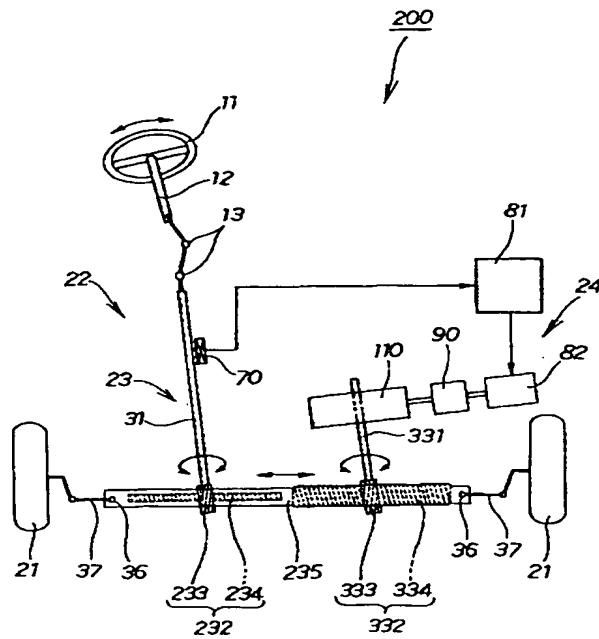
【図13】



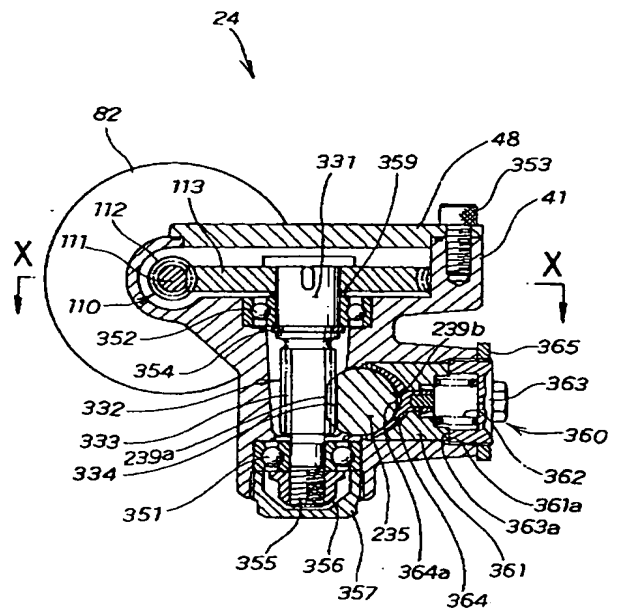
【図11】



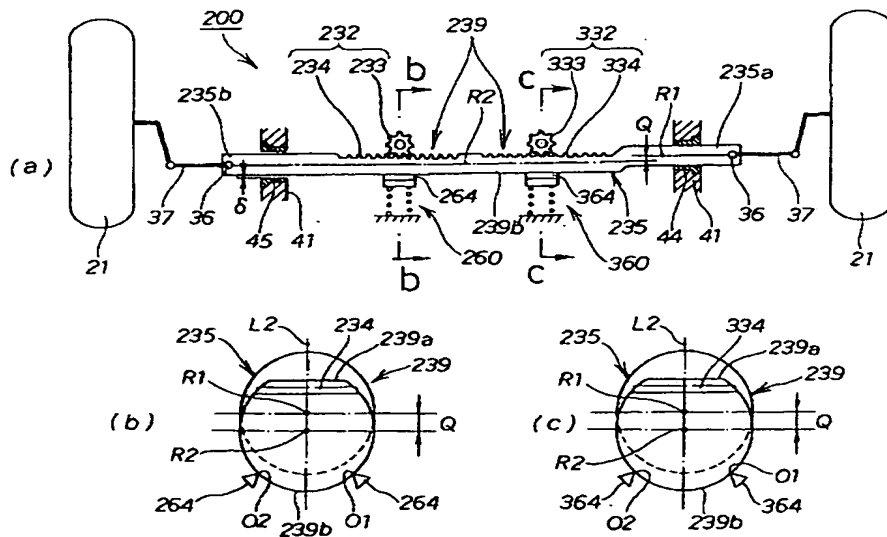
【図16】



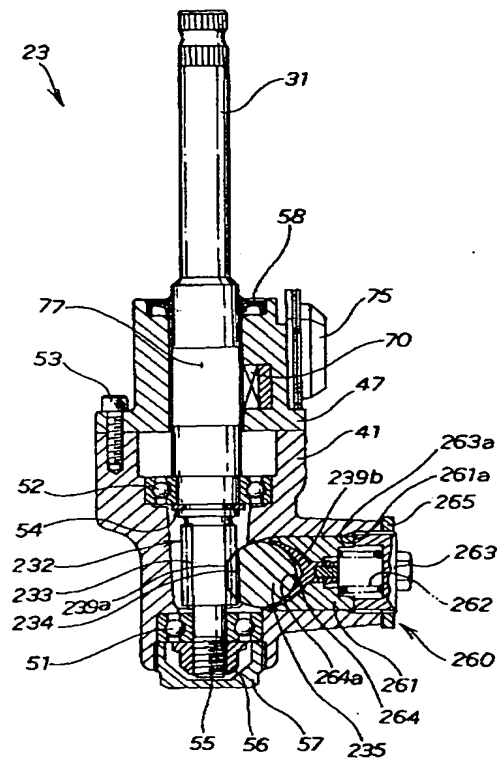
【図20】



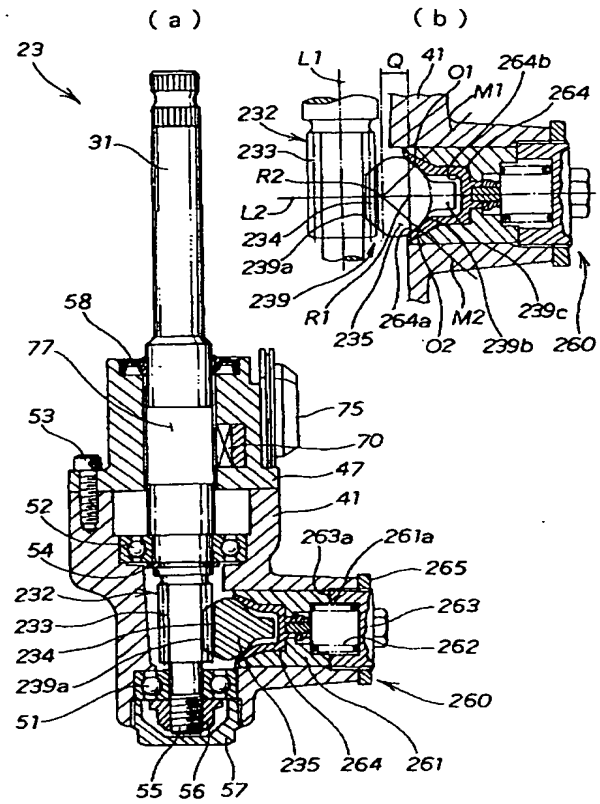
【図18】



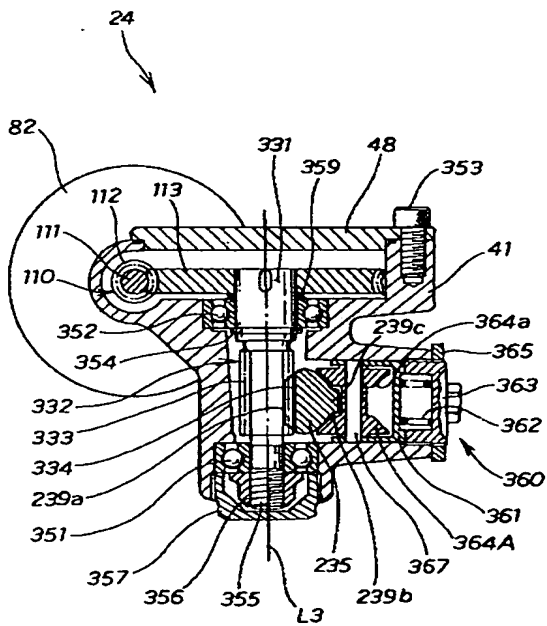
【図19】



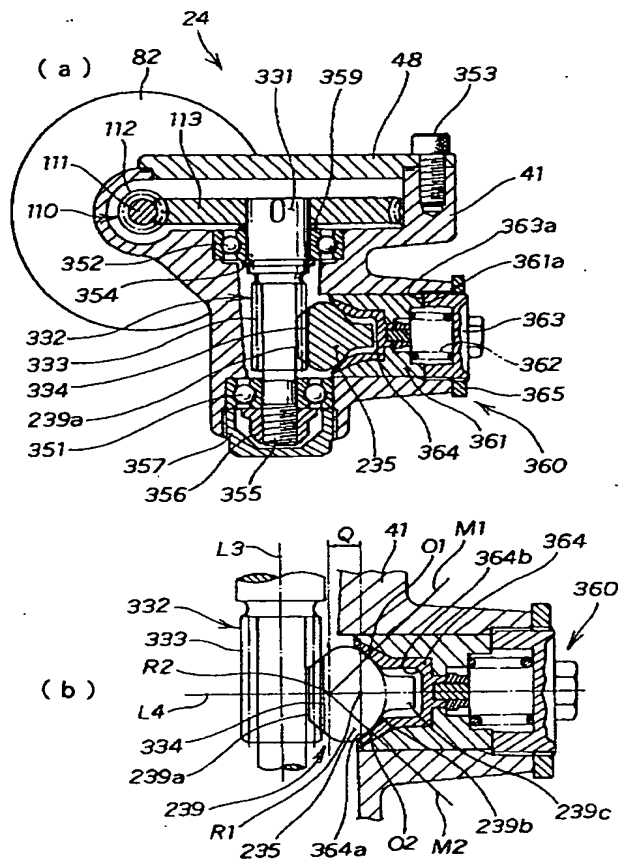
【図21】



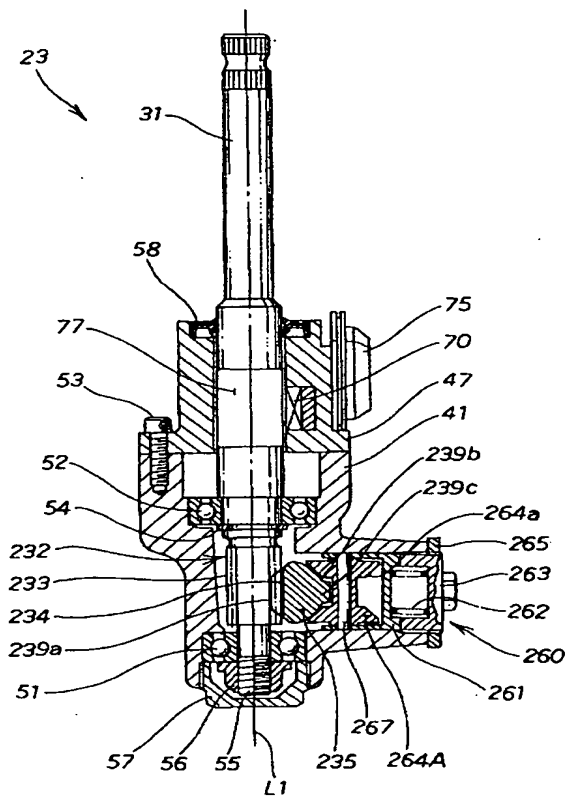
【図24】



【図22】



【図23】



フロントページの続き

(72)発明者 渡辺 勝治
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 山脇 茂
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 米田 篤彦
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 寺田 泰浩
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

Fターム(参考) 3D033 CA02 CA05 CA16 JB01 JB03
3J030 AC10 BA08 BB12 BD06 CA10